

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Полоцкий государственный университет
имени Евфросинии Полоцкой»



Г. А. Веремей

КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЕЙ

Методические указания
к выполнению курсовой работы
для студентов специальностей
1-37 01 06 «Техническая эксплуатация автомобилей»
и 1-37 01 07 «Автосервис»

Текстовое электронное издание

Новополоцк
Полоцкий государственный университет
Имени Евфросинии Полоцкой
2022

1 – дополнительный титульный экран – сведения об издании

УДК 629.3(075.8)

Одобрено и рекомендовано к изданию методической комиссией
механико-технологического факультета
в качестве методических указаний (протокол № 14 от 29.06.2022 г.)

Кафедра автомобильного транспорта

2 – дополнительный титульный экран – производственно-технические сведения

Для создания текстового электронного издания «Конструкция и расчет автомобилей» использованы текстовый процессор Microsoft Word и программа Adobe Acrobat XI Pro для создания и просмотра электронных публикаций в формате PDF.

Технические требования:

1 оптический диск.

Системные требования:

PC с процессором не ниже Core 2 Duo;

2 Gb RAM; свободное место на HDD 2 Mb;

Windows XP/7/8/8.1/10

привод CD-ROM/DVD-ROM;

мышь

Редактор *Т. А. Дарьянова*

Подписано к использованию 26.09.2022.

Объем издания 2,15 Мб. Заказ 555.

Издатель и полиграфическое исполнение:
учреждение образования «Полоцкий государственный университет
имени Евфросинии Полоцкой».

Свидетельство о государственной регистрации
издателя, изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/305 от 22.04.2014.

ЛП № 02330/278 от 08.05.2014.

211440, ул. Блохина, 29,
г. Новополоцк,
Тел. 8 (0214) 59-95-41, 59-95-44
<http://www.psu.by>

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	5
1. ТРЕБОВАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ.....	6
1.1. Пояснительная записка.....	6
1.2. Техническое задание и исходные данные	7
1.3. Графическая часть.....	7
2. РАСЧЕТ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЯ	8
2.1. Колесная формула автомобиля	9
2.2. Схема общей компоновки и прототип автомобиля.....	10
2.3. Массовые характеристики автомобиля.....	12
2.4. Выбор шин	17
2.5. Определение основных характеристик автомобиля и двигателя	18
2.6. Определение параметров трансмиссии автомобиля	25
2.7. Силовой баланс автомобиля.....	30
ЛИТЕРАТУРА.....	41
ПРИЛОЖЕНИЕ А	42
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	43
ПРИЛОЖЕНИЕ В.....	44

Введение

Целью курсовой работы по дисциплине «Конструкция и расчет автомобилей» являются:

- закрепление приобретенных знаний в основах расчета конструкции и теории рабочих процессов автомобиля (АТС);
- получение навыков выполнения силового расчета и определении скоростных характеристик автомобиля;
- приобретение умения оценки качества и выбора конструкции отдельных элементов систем автомобиля;
- усвоение методик определения конструктивных параметров и расчета основных функциональных элементов автомобиля.

Основная задача при выполнении курсовой работы состоит в умении осуществлять конструкторский анализ автомобиля путем:

- выбора прототипа автомобиля;
- проработки его технической характеристики и компоновочной схемы;
- расчета отдельных параметров двигателя и трансмиссии;
- расчета тяговых и скоростных характеристик;
- определения параметров эксплуатационных свойств автомобиля.

Приступая к выполнению курсовой работы, студенту необходимо получить техническое задание, заполнить его в соответствии с индивидуальным вариантом и заверить подписями у руководителя курсового проектирования и заведующего кафедрой в течение первых двух недель учебного семестра.

1. ТРЕБОВАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

Курсовая работа оформляется в виде пояснительной записки с графической частью.

1.1. Пояснительная записка

Пояснительная записка (ПЗ) оформляется в стандартном виде на листах формата А4 объемом 30–35 страниц печатного текста (шрифт 14 пт Times New Roman, выравнивание по ширине и одинарный интервал между строк) и должна иметь:

- титульный лист (приложение А);
- техническое задание, соответствующее варианту задания и исходным данным;
- содержание;
- ход выполнения курсовой работы по разделам с приведением необходимых обоснований, расчетов, графиков, схем и таблиц;
- спецификации к чертежам;
- список использованной литературы.

Каждый раздел ПЗ необходимо начинать с нового листа. Оставлять пустые места и пробелы в тексте **запрещается** (за исключением случаев окончания текста в разделе или подразделе).

Формулы в тексте должны оформляться во встроенном редакторе формул (для версий MS Office 2003–2020) или в Equation (Math Type). Их нумерация должна соответствовать номеру раздела в ПЗ.

На каждый рисунок, график и формулу в тексте ПЗ должна быть ссылка с пояснениями и описанием к ним, включая указание номеров позиций с расшифровкой названия объекта (если они отсутствуют в тексте под графическим объектом) и составляющих параметров в формуле.

Иллюстрации (рисунки, графики) следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией в пределах раздела. Подпись к иллюстрации состоит из номера раздела и порядкового номера иллюстрации, разделенных точкой, а также наименования с подрисовочным текстом. Например:

Рисунок 1.2. – Динамический паспорт автомобиля

Таблицы нумеруют в пределах раздела с указанием номеров раздела и таблицы, где первая цифра – номер раздела, вторая – порядковый номер

таблицы в разделе. На все таблицы документа должны быть приведены ссылки в тексте документа. Например:

Таблица 2.1. – Техническая характеристика автомобиля

В списке использованных литературных и информационных источников приводятся те, которые были использованы при выполнении курсовой работы. Список использованных источников составляется в алфавитном порядке.

В качестве интернет-источников приводятся и используются только те, которые имеют **официальную** ссылку на соответствующие **учебные и научные литературные ресурсы**, а также расширения в поддиректории: *.com*; *.net*; *.gov*; *.org*; *.by*.

Все остальные источники информации и ресурсы, к примеру, «vasya.ru» и др. к использованию в учебном процессе **не допускаются**, и представленная ими информация не принимается во внимание.

Пример обозначения официального интернет-источника:

Сайт "БЕЛАЗ" [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.belaz.by>.

1.2. Техническое задание и исходные данные

Техническое задание на курсовую работу (приложение Б) оформляется студентом самостоятельно согласно выданному руководителем индивидуальному варианту (приложение В) с исходными данными и подписывается преподавателем в течение первых двух недель с начала семестра.

1.3. Графическая часть

Графическая часть включает:

- чертеж общего вида прототипа АТС – 1 лист, формат А3 (А4);
- внешнюю скоростную характеристику – 1 лист, формат А3 (А4);
- диаграмму силового баланса А3 (А4);
- динамический паспорт автомобиля А3 (А4).

Чертежи должны быть **читаемы**, выполнены в соответствии с требованиями к техническим чертежам и обязаны содержать: техническую характеристику, габаритные размеры, межосевые и установочные размеры агрегатов, технические условия на эксплуатацию (обслуживание), и т.д.

Подписанные студентом и руководителем чертежи складываются и прилагаются к пояснительной записке.

КиРА.КР.ТЭА18.001 – информационный шифр-обозначение на чертежах. В информационный шифр-обозначение входит: первая аббревиатура до точки – название дисциплины; вторая – курсовая работа; третья – шифр академической группы; последние цифры – номер технического задания.

2. РАСЧЕТ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЯ

В соответствии с исходными данными расчет и выбор конструкции автомобиля в целом начинают с определения его колесной формулы, компоновочной схемы и прототипа, геометрических и массовых характеристик.

Расчет конструкции АТС проведем на примере варианта № 30 (приложение В). Исходные данные сводят в таблицу 2.1.

Таблица 2.1. – Исходные данные к расчету автомобиля

№ варианта	Тип АТС/ двигатель	Максимальная грузоподъемность, кг	Максимальная скорость V , км/ч	КПД трансмиссии $\eta_{тр}$
30	г/д	8500	95	0,91

Окончание таблицы 2.1

№ варианта	Характеристика дорожного покрытия	Коэффициент сопротивления дороги		Удельный расход топлива g_N , г/кВт·ч	Радиус колеса r_{cm} , м
		ψ_{max}	ψ_V		
30	щебень	0,45	0,02	285	0,48

Примечание:

1) ψ_V – коэффициент сопротивления дороги, при котором АТС достигает максимальной скорости; 2) КПД трансмиссии $\eta_{тр}$ принимается по таблице 2.2.

Таблица 2.2. – Рекомендуемые значения КПД трансмиссии автомобиля

Тип автомобиля	Колесная формула	$\eta_{тр}$
Грузовые автомобили и автобусы с одинарной главной передачей	4X2	0,90...0,92
Легковые, грузовые автомобили и автобусы с главной двойной передачей	4X2	0,86...0,88
	4X4, 6X4	0,82...0,84
	6X6	0,78...0,80
Легковые автомобили и автобусы особо малого и малого классов	4X2	0,92...0,94

2.1. Колесная формула автомобиля

Колесную формулу определяют, исходя из следующих условий:

- для двухосных АТС с одинарными колесами на задней оси

$$\frac{\Psi_{\max}}{\varphi} \leq 0,5;$$

- для двухосных АТС со сдвоенными колесами задней оси

$$0,67 \leq \frac{\Psi_{\max}}{\varphi} \leq 0,75;$$

- для трехосных (и с большим количеством осей) грузовых автомобилей со сдвоенными колесами задних осей

$$\frac{\Psi_{\max}}{\varphi} \geq 0,75,$$

где Ψ_{\max} – максимальный коэффициент сопротивления дороги, достигаемый на нижней передаче (задается в исходных данных или принимается по таблице 2.3);

φ – коэффициент сцепления колес с дорогой (принимается в зависимости от характеристики дорожного покрытия (таблица 2.4)).

Полноприводной автомобиль (с любым количеством осей) принимается в случае, если $\frac{\Psi_{\max}}{\varphi} \leq 0,67$, при том, что все колеса должны быть одинарными.

Исходя из заданных условий для варианта № 30:

$$\frac{\Psi_{\max}}{\varphi} = \frac{0,45}{0,6} = 0,75.$$

Таблица 2.3. – Рекомендуемый максимальный коэффициент сопротивления дороги

Тип АТС	Ψ_{\max}
1. Легковые, грузовые и автобусы для междугороднего сообщения	0,25...0,30
2. Грузовые, автопоезда и автобусы (кроме типа № 1)	0,35...0,45
3. Все АТС повышенной проходимости	0,45...0,55
4. Все АТС высокой проходимости	0,60...0,70

Таблица 2.4. – Характеристики дорожного покрытия

Вид дорожного покрытия	Коэффициенты	
	трения качения f_0 (экспериментальный)	сцепления с дорогой φ
Цемент, асфальт, бетон	0,014...0,018	0,5
Щебень, гравий	0,02...0,025	0,6
Грунт	0,025...0,035	

Для автомобиля с заданной грузоподъемностью 8500 кг, ориентируясь на прототипы современных АТС, целесообразно принять колесную формулу 4x2 со сдвоенными колесами задней оси.

2.2. Схема общей компоновки и прототип автомобиля

Выбор схемы общей компоновки автомобиля и его прототипа осуществляют параллельно, основываясь на передовом опыте современного мирового автомобилестроения. При этом руководствуются прежде всего будущими условиями эксплуатации АТС и его назначением, учитывая габариты, максимальную грузоподъемность (пассажиروместимость), проходимость.

Подбор аналога проектируемого автомобиля осуществляют путем сравнения паспортных данных (технической характеристики) нескольких существующих моделей различных производителей автомобильной продукции с использованием каталогов и официальных интернет-ресурсов.

Корректно и обосновано подобранный прототип АТС облегчает задачу при выборе, расчете или уточнении его конструктивных элементов и показателей эксплуатационных характеристик.

В *компоновочной* схеме АТС определяют общее количество его осей (включая ведущие) и расположение двигателя.

В общем случае схему компоновки АТС необходимо принимать, руководствуясь рекомендациями, детально изложенными в литературных источниках [6; 7], и ориентируясь на существующие конструкции современных автотранспортных средств.

При выборе *прототипа* АТС исходят из следующих условий: колесная формула, тип двигателя, дорожные условия эксплуатации, максимальная грузоподъемность, максимальная развиваемая скорость.

В соответствии с техническим заданием выбираемое АТС (4x2) относится к дизельным автомобилям дорожной проходимости с грузоподъемностью 8500 кг и максимальной развиваемой скоростью 95 км/ч. На сегодня известны несколько марок автомобилей такого класса, эксплуатируемых в основном на дорогах Республики Беларусь: ЗИЛ 4329, КАМАЗ 4308, МАЗ 53371, ЗИЛ 4331.

Для окончательного выбора прототипа АТС рассматривают детально техническую характеристику каждого из них и принимают тот, характеристики которого наиболее точно отвечают указанным выше критериям.

Таким образом, для варианта № 30 выбираем:

- схему компоновки – *капотная* с передним расположением двигателя, количеством осей – 2 (задняя ведущая) (рисунок 2.1);

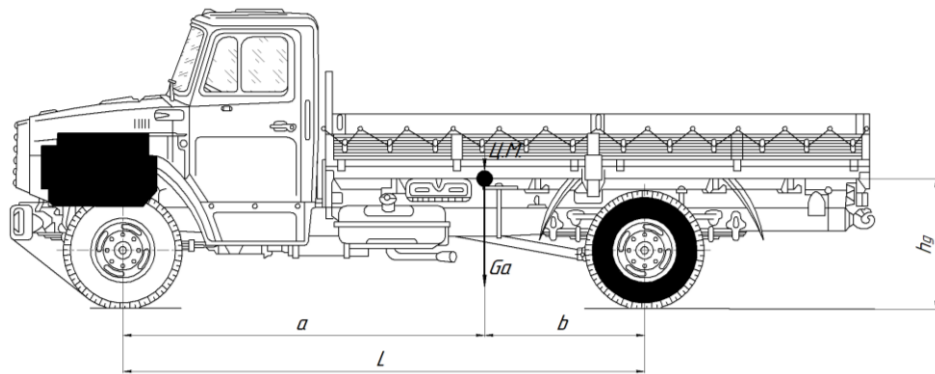


Рисунок 2.1. – Схема общей компоновки АТС и параметры его центра масс

- в качестве прототипа ЗИЛ 4331 (рисунок 2.2).

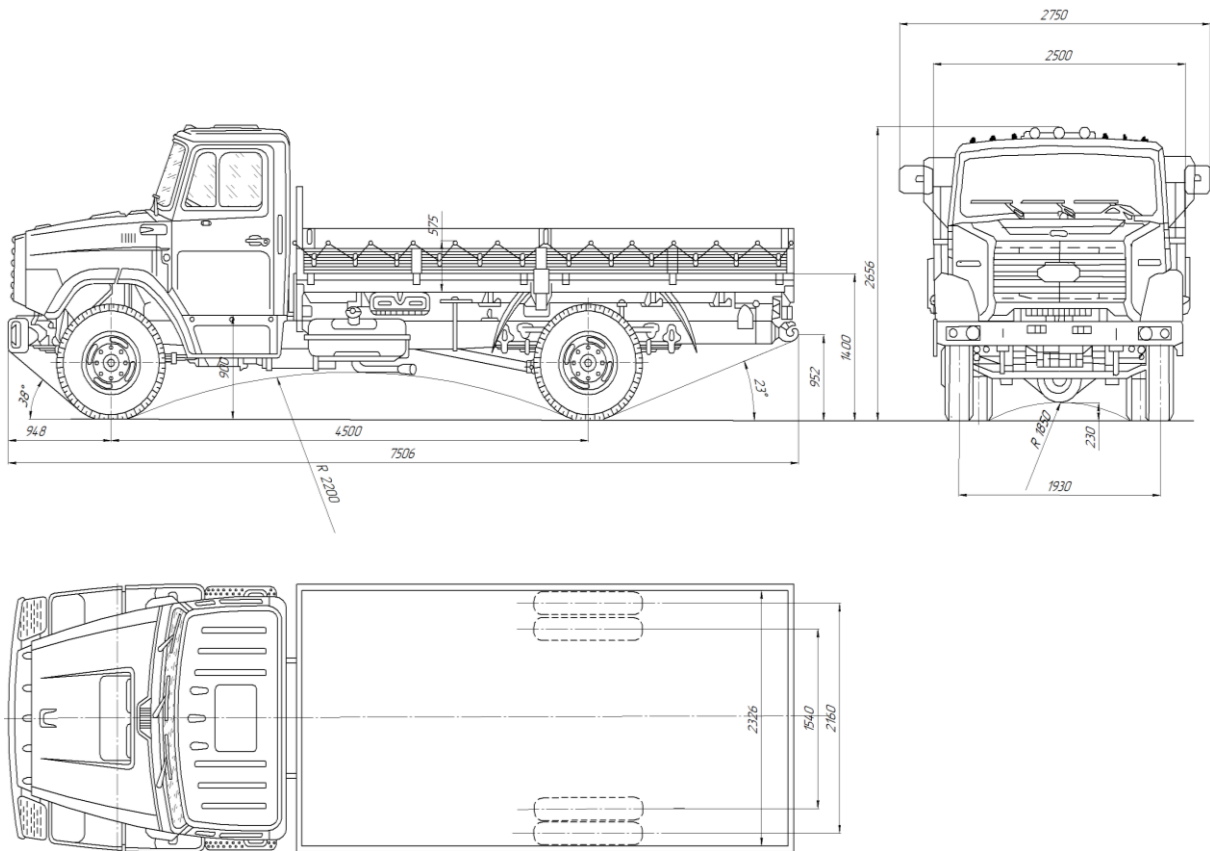


Рисунок 2.2. – Общий вид автомобиля ЗИЛ 4331 и его основные геометрические параметры

На рисунке 2.2 указывают следующие основные геометрические параметры автомобиля: базу, ширину колеи (переднюю и заднюю), дорожный просвет, углы проходимости (передний и задний), радиусы поперечной и продольной проходимости, габаритные размеры.

Далее приводят основную техническую характеристику выбранного прототипа (таблица 2.5) и рассчитывают его массовые показатели.

Таблица 2.5. – Техническая характеристика автомобиля ЗИЛ 4331

Тип кузова	Бортовой грузовик
Модель двигателя	Д245.30Е2-854
Экологический стандарт	ЕURO IIЗ
Объем двигателя	4750 см ³
Максимальная мощность двигателя	115 л. с. (при оборотах 2400 мин ⁻¹)
Максимальный крутящий момент	526 Н·м (при оборотах 1500 мин ⁻¹)
Максимальная развиваемая скорость	95 км/ч (при оборотах 2000 мин ⁻¹)
Тип двигателя	Дизель
Расположение цилиндров	Рядное
Количество цилиндров	4
Степень сжатия	17
Колесная формула	4х2
Тип коробки передач	Механическая
Количество передач	5
Тип передней и задней подвесок	Рессорная
Максимальная грузоподъемность	8500 кг

2.3. Массовые характеристики автомобиля

К массовым (весовым) характеристикам транспортного средства относят: собственную массу транспортного средства и полную массу АТС.

Собственная масса (собственный вес) транспортного средства (t) – это (масса) вес полностью экипированной единицы подвижного состава в ненагруженном состоянии.

Грузоподъемность – максимально возможный вес (масса) перевозимого груза. Для пассажирского транспорта вес груза

$$G_{\text{насс}} = n_p \cdot p, \quad (2.1)$$

где n_p – расчетная вместимость пассажирского транспортного средства, *пас/маш*;

p – вес одного пассажира, кг (в расчетах принимают $p = 75$ кг).

Полная масса, полный вес (t) для городского пассажирского транспорта – это вес транспортного средства при нормальном ($K = 3$ пасс/м²) или пиковом ($K = 8$ пасс/м²) наполнении пассажирами АТС.

Полная масса для грузовых автомобилей – это масса снаряженного автомобиля с грузом (до полной грузоподъемности), водителем и другим обслуживающим персоналом и их багажом.

Снаряженная масса – это масса автомобиля (прицепа, полуприцепа) полностью заправленного топливом, маслами, укомплектованного запасным колесом и инструментом.

Полная масса автомобиля M_a (кг) определяется по формуле

$$M_a = M_0 + M_g + M_n(z+1) + M_b, \quad (2.2)$$

где M_0 – собственная масса автомобиля, кг;

M_g – масса перевозимого груза, кг;

$M_n = 75$ кг – масса пассажира и водителя;

z – число мест для пассажиров;

M_b – масса багажа (для легковых автомобилей и автобуса), кг (для легкового автомобиля принимают массу багажа $M_b = 50$ кг), для пригородного и междугородного автобуса из расчета по 10 кг на одного пассажира, при расчете городского автобуса и легкового автомобиля массу груза не учитывают.

При определении собственной и затем полной массы автомобиля преимущественно выходят из массы груза M_g , перевозимого автомобилем:

$$M_0 = q \cdot M_g, \quad (2.3)$$

где q – коэффициент тары (определяют исходя из зависимости (рисунок 2.3)).

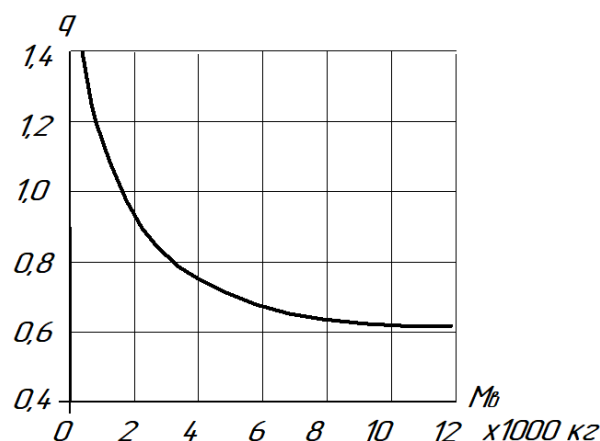


Рисунок 2.3. – График зависимости коэффициента тары от грузоподъемности АТС

Для грузовых автомобилей с колесными формулами 4x2 и 6x4 коэффициент q определяют, используя полиномы, полученные путем статистической обработки параметров масс существующих автомобилей:

$$q = 1,613 - 5,565 \cdot 10^{-4} \cdot M_e + 1,398 \cdot 10^{-7} \cdot M_e^2 - 1,800 \cdot 10^{-11} \cdot M_e^3 + 1,145 \cdot 10^{-15} \cdot M_e^4 - 2,852 \cdot 10^{-20} \cdot M_e^5, \quad (2.4)$$

$$q = 1,529 - 4,317 \cdot 10^{-4} \cdot M_e + 8,261 \cdot 10^{-8} \cdot M_e^2 - 7,034 \cdot 10^{-12} \cdot M_e^3 + 2,187 \cdot 10^{-16} \cdot M_e^4. \quad (2.5)$$

Определяя по формуле (2.2) полную массу автомобиля M_a , масса перевозимого груза M_e принимается за максимальную грузоподъемность.

Полный вес автомобиля (H) определяется по формуле

$$G_a = g \cdot M_a. \quad (2.6)$$

Для варианта № 30 коэффициент тары по формуле (2.4):

$$q = 1,613 - 5,565 \cdot 10^{-4} \cdot 8500 + 1,398 \cdot 10^{-7} \cdot 8500^2 - 1,800 \cdot 10^{-11} \cdot 8500^3 + 1,145 \cdot 10^{-15} \cdot 8500^4 - 2,852 \cdot 10^{-20} \cdot 8500^5 = 0,641.$$

Тогда собственная масса автомобиля по формуле (2.3):

$$M_0 = 0,641 \cdot 8500 = 5448 \text{ кг.}$$

Полная масса автомобиля (формула (2.2)):

$$M_a = 5448 + 8500 + 75 \cdot (2 + 1) + 15 = 14188 \text{ кг.}$$

2.3.1. Распределение массы по осям

Распределение массы по осям зависит от принятой компоновочной схемы и степени нагрузки. В расчетах автомобиль считается полностью загруженным.

Нагрузку на каждую из осей автомобиля определяют (H):

– в двухосных грузовых автомобилях с кабиной за двигателем, а также у автобусов капотной компоновки на шасси грузовых автомобилей:

$$G_2 = (0,70 \dots 0,75) G_a; \quad (2.7)$$

– в двухосных грузовых автомобилях с кабиной над двигателем и со сдвоенными колесами задней оси, а также в двухосных автобусах вагонной компоновки:

$$G_2 = (0,65 \dots 0,70) G_a; \quad (2.8)$$

– в двухосных грузовых автомобилях с кабиной над двигателем и с одинарными колесами задней оси:

$$G_2 = (0,55 \dots 0,60) G_a; \quad (2.9)$$

– в двухосных грузовых автомобилях полукапотной компоновки со сдвоенными колесами задней оси, а также в автобусах на их базе:

$$G_2 = (0,67 \dots 0,68) G_a; \quad (2.10)$$

– у двухосных грузовых автомобилей полукапотной компоновки с одинарными колесами задней оси, а также автомобилей на их базе:

$$G_2 = (0,56) G_a; \quad (2.11)$$

– у трехосных грузовых автомобилей как капотной, так и бескапотной компоновки со сдвоенными колесами задних осей:

$$G_2 + G_3 = (0,75 \dots 0,78) G_a; \quad (2.12)$$

– у трехосных грузовых автомобилей с колесами задних осей:

$$G_2 + G_3 = (0,68 \dots 0,74) G_a; \quad (2.13)$$

– у задне- и переднеприводных приводных легковых автомобилей и автобусов на их базе:

$$G_2 = (0,50 \dots 0,56) G_a; \quad (2.14)$$

– у полноприводных автомобилей:

$$G_2 = (0,62 \dots 0,67) G_a, \quad (2.15)$$

$$G_1 + G_2 + G_3 = G_a, \quad (2.16)$$

где G_1 – нагрузка силы притяжения от полной массы автомобиля на переднюю ось автомобиля, Н;

G_2 – нагрузка силы притяжения от полной массы автомобиля на заднюю ось двухосного автомобиля или среднюю ось трехосного, Н;

G_3 – нагрузка силы притяжения от полной массы автомобиля на заднюю ось трехосного автомобиля, Н.

При балансирной подвеске среднего и заднего мостов трехосных АТС нагрузки на среднюю и заднюю оси принимают одинаковыми: $G_2 = G_3$.

Для варианта № 30 распределение массы на заднюю ось (формула (2.7)):

$$M_2 = 0,75 M_a = 0,75 \cdot 14188 = 10641 \text{ кг.}$$

Нагрузка на переднюю ось:

$$M_1 = M_a - M_2 \quad (2.17)$$

Тогда $M_1 = 14188 - 10641 = 3547$ кг.

2.3.2. Координаты центра масс

База автомобиля $L = 4,5$ м (см. рисунок 2.1) принимается по выбранному прототипу.

Координаты центра масс a и b по базе двухосного автомобиля (м):

$$a = G_2 L / G_a, \quad (2.18)$$

$$b = L - a. \quad (2.19)$$

Для трехосного автомобиля с балансирной подвеской среднего и заднего мостов (рисунок 2.4):

$$a = (G_2 + G_3) (L + 0,5 l) / G_a. \quad (2.20)$$

Координата b для такого автомобиля является расстоянием от центра масс до оси балансира:

$$b = (L + 0,5 l) - a. \quad (2.21)$$

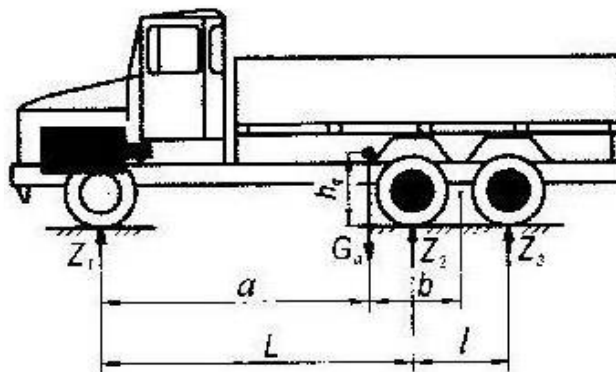


Рисунок 2.4. – Координаты центра масс для трехосного АТС

Для длинномерного автомобиля с индивидуальной подвеской среднего и заднего мостов:

$$a = G_2 L + G_3 (L + l) / G_a. \quad (2.22)$$

Координата b для такого автомобиля является расстоянием от центра масс до задней оси:

$$b = (L + l) - a. \quad (2.23)$$

Высоту центра масс h_g принимают в пределах (0,7...0,8) м для легковых автомобилей и (0,9...1.1) м для грузовых автомобилей и автобусов.

Для варианта № 30 (см. рисунок 2.1) расстояния:

$$a = \frac{M_2 L}{M_a} = \frac{10641 \cdot 4,5}{14188} = 3,37 \text{ м};$$

$$b = L - a = 4,5 - 3,37 = 1,13 \text{ м}.$$

Высоту центра масс h_g принимаем 1 м.

2.4. Выбор шин

Шины для автомобиля выбирают, исходя из назначения автомобиля, наибольшей нагрузки G_{kmax} , приходящейся на одно колесо автомобиля в соответствии с определенными нагрузками на его оси, и допустимыми согласно техническим характеристикам шин нагрузок на них. При этом учитывают соответствие скоростных характеристик шин максимальной скорости автомобиля, указанной в техническом задании.

Нагрузка на одно колесо любой оси составляет

$$G_{ki} = G_j / n_{ki}, \quad (2.24)$$

где i – номер оси;

n_{ki} – количество колес, установленных на оси (каждое сдвоенное колесо учитывается как два).

Для подбора шин данного в задании АТС определяем нагрузку на колесо каждой оси.

Нагрузка G_{k1} на колесо передней оси для всех типов автомобилей (H):

$$G_{k1} = \frac{M_1 g}{2}. \quad (2.25)$$

Численное значение $G_{k1} = \frac{3547 \cdot 9,81}{2} = 17380 \text{ Н}.$

Нагрузка на заднее колесо:

$$G_{k2} = \frac{M_2 g}{2}. \quad (2.26)$$

Для сдвоенных колес численное значение

$$G_{k2} = 10641 \cdot 9,8 / 4 \text{ Н}.$$

Для варианта № 30 шины выбираем согласно ГОСТ 5513-97 «Шины пневматические для грузовых автомобилей, автоприцепов, автобусов и троллейбусов» со следующими параметрами:

- тип шины – радиальная, обозначение – 10,00 R 20;
- наружный диаметр шины без нагрузки $D = 1045$ мм;
- статический радиус $r_{cm} = 488$ мм;
- допустимая скорость движения $V_{max} = 27,8$ м/с;
- максимальная нагрузка на шину $G = 26,5$ кН.

Динамический радиус r_d и радиус качения колеса r_k принимают равными статическому радиусу r_{cm} , т.е. считают, что $r_d \approx r_k \approx r_{cm}$.

В дальнейших расчетах пользуются понятием радиус колеса r_k , который определяют из выражения

$$r_k = 0,5 \cdot d + \lambda_z \cdot H/2, \quad (2.27)$$

где $\lambda_z = 0,80 \dots 0,92$ – коэффициент вертикальной деформации (меньшие значения принимают для легковых автомобилей, большие – для грузовиков и автобусов); $H = D - d$ (d – диаметр обода, D – внешний диаметр колеса без нагрузки).

Кинематический радиус колеса $r_k = 0,5 \cdot 508 + 0,85 \cdot (1045 - 508)/2 = 482$ мм.

2.5. Определение основных характеристик автомобиля и двигателя

Основные технические характеристики АТС определяются его тягово-скоростными свойствами.

Тягово-скоростные свойства автомобиля – это совокупность, в зависимости от характеристик двигателя и сцепления ведущих колес с дорогой, возможных диапазонов изменения скоростей движения и предельных значений интенсивности разгона и торможения автомобиля при его работе на тяговом режиме при различных дорожных условиях.

Тяговым считают режим, при котором к ведущим колесам подводится мощность, достаточная для преодоления внешних сил сопротивления движению автомобиля.

Показатели тягово-скоростных свойств автомобиля: эффективная мощность двигателя, динамический фактор, ускорение при разгоне и торможении, скоростные характеристики определяются тяговым расчетом.

2.5.1. Определение мощности двигателя и построение внешней скоростной характеристики

Во время движения автомобиля мощность его двигателя расходуется на преодоление сил сопротивления: дорога, воздух, трение в трансмиссии, инерция при разгоне автомобиля.

При расчете мощности двигателя выходят из условия обеспечения движения автомобиля с заданной максимальной скоростью V_{\max} , которой соответствует частота вращения коленчатого вала n_v .

Расчетная мощность двигателя N_v (кВт):

$$N_v = \frac{\psi_v \cdot G_a \cdot V_{\max}}{3600 \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_{zn}} + \frac{K_v \cdot F \cdot V_{\max}^3}{4,68 \cdot 10^4 \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_{zn}}, \quad (2.28)$$

где G_a – вес автомобиля с грузом, Н;

V_{\max} – максимальная скорость движения автомобиля на прямой передаче в заданных дорожных условиях, км/ч;

ψ_v – приведенный коэффициент дорожного сопротивления;

η_{mp} – КПД трансмиссии (таблица 2.2);

η_{zn} – КПД гидropередачи (определяется безразмерной характеристикой и находится в пределах 0,96...0,98 при работе в режиме сцепления ($\eta_{zn} = 1,0$ при блокировке гидротрансформатора или его отсутствии));

K_v – коэффициент сопротивления воздуха;

F – площадь лобового сопротивления автомобиля.

Площадь лобового сопротивления F равна площади проекции автомобиля на плоскость, перпендикулярную его продольной оси:

– для грузовых автомобилей и автобусов:

$$F = \beta \cdot B \cdot H_a; \quad (2.29)$$

– для легковых автомобилей:

$$F = \beta \cdot B_a \cdot H_a, \quad (2.30)$$

где β – коэффициент заполнения площади: для легковых автомобилей 0,75...0,8; для грузовых = 0,85...0,90 (большие значения берутся для АТС большей грузоподъемности);

B – ширина колеи (задних колес), м;

B_a и H_a – соответственно, габаритные ширина и высота автомобиля, м.

Коэффициент сопротивления воздуха $K_в$ определяет величину фактора обтекаемости автомобиля W ($\text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^2$):

$$W = K_в \cdot F, \quad (2.31)$$

$$K_в = 0,5C_x \cdot \rho, \quad (2.32)$$

где C_x – безразмерный коэффициент;
 $\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха.

Безразмерный коэффициент аэродинамической силы C_x и коэффициент обтекаемости $K_в$ принимают зависящими только от конфигурации поверхности автомобиля, что в значительной мере определяет сопротивление формы, от шероховатости поверхностей автомобиля, которая обуславливает сопротивление граничного трения, и наличия щелей и каналов, которые создают внутреннее сопротивление. Значения этих коэффициентов приближенно принимают по таблице 2.6.

Таблица 2.6. – Ориентировочные значения параметров обтекаемости автомобиля

Тип автомобиля	Коэффициенты	
	C_x	$K_в, \text{Н}\cdot\text{с}^2/\text{м}^2$
Легковые автомобили	0,3...0,6	0,2...0,3
Грузовые автомобили		
бортовые	0,9...1,0	0,4...0,5
с кузовом фургон	0,8...1,15	0,5...0,7
цистерны	0,9...1,1	0,55...0,65

Площадь лобового сопротивления F для автомобилей в случае сложной конфигурации АТС ориентировочно принимают по таблице 2.7.

Таблица 2.7. – Площадь лобового сопротивления автомобилей

Название параметра	Класс автомобиля (объем двигателя)									
	до 8000 см ³	до 5000 см ³	до 3000 см ³	до 2000 см ³	до 1500 см ³	до 1100 см ³	до 750 см ³	до 500 см ³	до 350 см ³	
Площадь лобового сопротивления $F, \text{м}^2$	1,3–1,5	1,3–1,5	1,2–1,3	1,2–1,3	1,1–1,2	1,1–1,2	1,0–1,1	0,9–1,1	0,9–1,1	

Для варианта № 30 площадь лобового сопротивления АТС со сложной конфигурацией капотной компоновки принимаем $F = 1,5 \text{ м}^2$ по таблице 2.6.

Фактор обтекаемости автомобиля (формула 2.31):

$$W = K_{\text{в}} \cdot F = 0,4 \cdot 1,5 = 0,6 \text{ Н} \cdot \text{с}^2 / \text{м}^2.$$

Расчетная мощность двигателя N_V (формула (2.28)):

$$\begin{aligned} N_V &= \frac{\Psi_V \cdot G_a \cdot V_{\text{max}}}{3600 \cdot \eta_{\text{мп}} \cdot \eta_{\text{зн}}} + \frac{W \cdot V_{\text{max}}^3}{4,68 \cdot 10^4 \cdot \eta_{\text{мп}} \cdot \eta_{\text{зн}}} = \\ &= \frac{0,02 \cdot 141880 \cdot 95}{3600 \cdot 0,91 \cdot 1} + \frac{0,6 \cdot 95^3}{4,68 \cdot 10^4 \cdot 0,91 \cdot 1} \approx 95 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Максимальная мощность двигателя:

$$N_{\text{max}} = \frac{N_V}{a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3}, \quad (2.33)$$

где коэффициенты a , b и c принимают: для бензиновых двигателей $a = b = c = 1$; для четырехтактных дизельных двигателей с неразделенными камерами сгорания $a = 0,53$; $b = 1,56$; $c = 1,09$;

λ – коэффициент быстроходности двигателя (отношение частоты вращения коленчатого вала двигателя при максимальной скорости к частоте вращения при максимальной мощности),

$$\lambda = \frac{n_{V_{\text{max}}}}{n_N}.$$

Значение коэффициента быстроходности при ориентировочных расчетах принимают равными: для быстроходных ($V > 120 \text{ км/ч}$) легковых автомобилей с бензиновыми двигателями $\lambda = 0,9 \dots 1$ (для двигателей без ограничения частоты вращения коленчатого вала $\lambda = 1,0 \dots 1,1$ –); для двигателей с ограничением частоты вращения к.в. (грузовые автомобили) $\lambda = 0,8 \dots 0,9$; для дизелей $\lambda = 0,9 \dots 1,0$.

Для выбранного прототипа АТС коэффициент быстроходности двигателя

$$\lambda = \frac{n_{V_{\text{max}}}}{n_N} = 2000/2400 = 0,83.$$

Максимальную мощность, полученную по формуле (2.33), округляют в сторону увеличения до ближайшего целого значения:

$$N_{\text{max}} = \frac{N_V}{a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3} = \frac{95}{0,53 \cdot 0,83 + 1,56 \cdot 0,83^2 - 1,09 \cdot 0,83^3} = 105,5 \approx 106 \text{ кВт}.$$

Внешняя скоростная характеристика (ВСХ) является зависимостью эффективной мощности N_e , крутящего момента M_e , удельного g_e и почасового G_T расхода топлива от числа оборотов n_e коленчатого вала двигателя при полной нагрузке.

Эффективную мощность N_e в функции числа оборотов n_e коленчатого вала двигателя и ее поточные значения рассчитывают, используя формулу Лейдермана:

$$N_{ei} = N_{e \max} \left[a + b \cdot \left(\frac{n_{ei}}{n_N} \right) - c \cdot \left(\frac{n_{ei}}{n_N} \right)^2 \right] \cdot \frac{n_{ei}}{n_N}. \quad (2.34)$$

Значение эффективного момента M_e двигателя (Н·м) и его поточные значения определяется по формуле

$$M_{ei} = 9550 (N_{ei} / n_{ei}). \quad (2.35)$$

Текущие значения удельного g_e (г/кВт·ч) и почасового G_T (кг/ч) расхода топлива:

$$g_{ei} = g_N \left[a_1 - b_1 \left(\frac{n_{ei}}{n_N} \right) + c_1 \left(\frac{n_{ei}}{n_N} \right)^2 \right], \quad (2.36)$$

$$G_T = N_e \cdot g_{ei} 10^{-3}, \quad (2.37)$$

где n_N – частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности;

N_{ei} и n_{ei} – текущее значение мощности и частоты вращения коленчатого вала;

a, b, c и a_1, b_1, c_1 – эмпирические коэффициенты (таблицы 2.8 и 2.9);

g_N – эффективный удельный расход топлива при $N_{e \max}$ (г/кВт·ч); для бензиновых двигателей $g_N = 220...350$ г/кВт·ч; для дизелей $g_N = 190...285$ г/кВт·ч.

Таблица 2.8. –Значения коэффициентов a, b, c

Коэффициент	Тип двигателя			
	бензиновый		дизель	
	легкового автомобиля и автобуса	грузового автомобиля	легкового автомобиля	грузового автомобиля и автобуса
a	0,9	1,0	0,8	0,7
b	1,1	1,0	1,2	1,3
c	1,0	1,0	1,0	1,0

Таблица 2.9. –Значения коэффициентов a_1, b_1, c_1

Коэффициент	Тип двигателя	
	бензиновый	дизель
a_1	1,120	1,168
b_1	0,580	0,670
c_1	0,470	0,491

При построении графиков задают 6...8 значений частоты вращения n_e в диапазоне от n_{\min} до n_{\max} . Минимальную устойчивую частоту вращения коленчатого вала принимают для бензиновых двигателей $n_{\min} = 800 \text{ мин}^{-1}$; для дизелей $n_{\min} = 600 \text{ мин}^{-1}$.

Максимальная частота вращения коленчатого вала $n_{\max} = 1,1n_N$.

Результаты расчетов сводятся в таблицу 2.10.

Таблица 2.10. – Расчетные данные для построения ВСХ

$n_e, \text{мин}^{-1}$	$N_e, \text{кВт}$	$g_e, \text{г/кВт}\cdot\text{ч}$	$G_T, \text{кг/ч}$	$M_e, \text{Н}\cdot\text{м}$
n_{\min}				
.....				
n_{\max}				

Приняв для расчета двигателя варианта № 30 минимальные обороты коленчатого вала $n_{\min} = 600 \text{ мин}^{-1}$, обороты при максимальной мощности $n_N = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и максимальные для незагруженного автомобиля $n_{\max} = 2600 \text{ мин}^{-1}$, $a = 0,7$; $b = 1,3$; $c = 1,0$; $g_N = 285 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$, проводим расчеты по формулам (2.34)–(2.37) и результаты заносим в таблицу 2.11.

Таблица 2.11. – Расчетные данные для построения внешней характеристики двигателя АТС для варианта №30

$n_e, \text{мин}^{-1}$	$N_e, \text{кВт}$	$g_e, \text{г/кВт}\cdot\text{ч}$	$G_T, \text{кг/ч}$	$M_e, \text{Н}\cdot\text{м}$
600	28,61	293,14	8,38	455,41
1000	51,06	278,92	14,24	487,68
1400	72,82	272,19	19,82	496,73
1800	90,96	272,94	24,83	482,57
2200	102,56	281,16	28,83	445,20
2600	105,1	288,06	30,25	417,81

Согласно данным таблицы 2.10 строится внешняя скоростная характеристика двигателя (рисунок 2.5): графики зависимостей $N_e = f(n_e)$, $M_e = f(n_e)$, $g_e = f(n_e)$, $G_T = f(n_e)$.

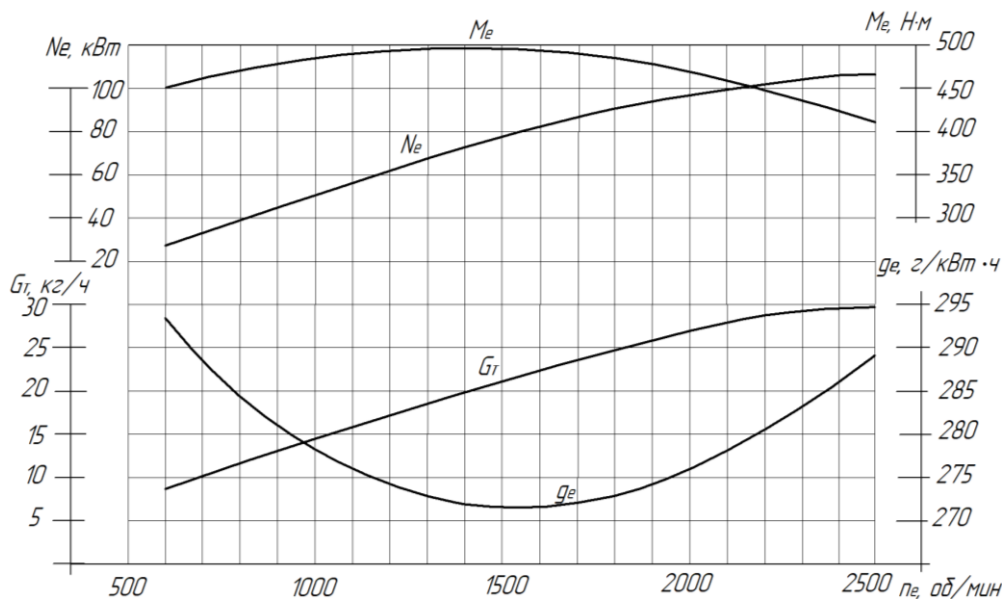


Рисунок 2.5. – Внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя (вариант № 30)

2.5.2. Определение основных конструктивных параметров двигателя

Рабочий объем двигателя (литраж) определяется по формуле

$$V_h = \frac{16,332 \cdot \tau \cdot N_{\max}}{p_e \cdot n_N}, \quad (2.38)$$

где τ – тактность двигателя;

N_{\max} – максимальная мощность двигателя, кВт;

n_N – частота вращения коленчатого вала при N_{\max} , мин⁻¹;

p_e – среднее эффективное давление, МПа.

Значения N_{\max} и n_N определяются из внешней скоростной характеристики двигателя (для бензиновых четырехтактных двигателей $p_e = 0,59 \dots 0,78$ МПа, для четырехтактных дизелей $p_e = 0,54 \dots 0,69$ МПа).

Для расчетного двигателя:

$$V_h = \frac{16,332 \cdot \tau \cdot N_{\max}}{p_e \cdot n_N} = \frac{16,332 \cdot 4 \cdot 106}{0,61 \cdot 2400} = 4,73 \text{ л.}$$

Диаметр поршня двигателя определяется по формуле:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot k}} \cdot 10^2, \quad (2.39)$$

где $k = S/D$ – отношение хода поршня к его диаметру (таблица 2.12).

Таблица 2.12. – Отношение хода поршня к диаметру цилиндра k

Тип двигателя		s/D
Рядные	Бензиновые легковых автомобилей	0,9...1,6
	Бензиновые грузовых автомобилей	1,0...1,5
	Дизели четырехтактные	1,10...1,45
V-образные и другие	Бензиновые легковых автомобилей	0,75...0,95
	Бензиновые грузовых автомобилей	0,92...1,1
	Дизели четырехтактные	0,95...1,4

Рабочий объем одного цилиндра

$$V_h' = V_h / i, \quad (2.40)$$

где i – количество цилиндров в двигателе.

Диаметр и ход поршня двигателя (вариант № 30)

$$D = \sqrt[3]{\frac{4,73}{3,14 \cdot 1,1}} \cdot 10^2 = 111 \text{ мм},$$

$$S = D \cdot k = 111 \cdot 1,1 = 122,1 \text{ мм}.$$

Площадь дна поршня

$$F_n = \pi \cdot D^2 / 4. \quad (2.41)$$

$$F_n = 3,14 \cdot 111^2 / 4 = 9672 \text{ мм}^2.$$

Средняя скорость поршня

$$V_n = S \cdot n_N / 30 \cdot 10^3. \quad (2.42)$$

$$V_n = 122,1 \cdot 2400 / 30 \cdot 10^3 = 9,7 \text{ м/с}.$$

2.6. Определение параметров трансмиссии автомобиля

2.6.1. Передаточное число главной передачи

Передаточное число главной передачи определяют из условия обеспечения заданной максимальной скорости V_{\max} (м/с) движения автомобиля на высшей ступени коробки передач при установленном значении n_{\max} по формуле

$$i_0 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\max} \cdot r_k}{60 \cdot i_{кв} \cdot i_s \cdot i_{дк} \cdot V_{\max}}, \quad (2.43)$$

где r_k – радиус колеса, м;
 $i_{кв}$ – передаточное число коробки передач (КП) на высшей ступени;
 $i_{дк}$ – передаточное число высшей ступени дополнительной передачи (раздаточная коробка, демультипликатор);
 i_s – коэффициент скольжения гидротрансформатора.

Если в гидротрансформаторе предусмотрена блокировка, а также в случае применения трансмиссии механического типа, когда гидротрансформатор отсутствует, $i_s = 1$. На высшем скоростном режиме $i_s = 0,97...0,98$. Если в трансмиссии автомобиля не предусмотрена ускоряющая передача, то высшей является прямая передача, $i_{кв} = 1$. При наличии ускоряющей передачи принимают $i_{кв} = 0,75...0,85$. Передаточное число высшей ступени дополнительной передачи выбирают в пределах $i_{дк} = 1,0...1,5$.

Числовое значение передаточного числа главной передачи:

$$i_0 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_{\max} \cdot r_k}{60 \cdot i_{кв} \cdot i_s \cdot i_{дк} \cdot V_{\max}} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 2600 \cdot 0,48}{60 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 26,4} = 4,95.$$

2.6.2. Определение передаточных чисел коробки передач

При расчете передаточного числа КП на первой передаче принимают, что автомобиль, двигаясь равномерно, должен преодолевать максимальное дорожное сопротивление, что задается максимальным значением коэффициента дорожного сопротивления ψ_{\max} .

Формула для определения передаточного числа КП на 1-й передаче:

$$i_{к1} = \frac{\psi_{\max} \cdot M_a \cdot g \cdot r_k}{M_{e \max} \cdot i_0 \cdot i_{дк} \cdot \eta_{mp}}, \quad (2.44)$$

где $M_{e \max}$ – максимальный крутящий момент двигателя, Н·м;
 ψ_{\max} – коэффициент максимального дорожного сопротивления;
 $M_a \cdot g$ – вес полностью загруженного автомобиля;
 $i_{дк} = 1$ (если дополнительная коробка передач отсутствует);
 η_{mp} – КПД трансмиссии.

Числовое значение (вариант № 30):

$$i_{к1} = \frac{0,45 \cdot 14118 \cdot 9,8 \cdot 0,482}{496 \cdot 4,95 \cdot 1 \cdot 0,91} = 13,38.$$

Для движения АТС без буксования необходимо, чтобы при определенном передаточном числе $i_{к1}$ обеспечивалось требуемое сцепление ведущих колес с дорогой, т.е. $i_{\phi} \geq i_{к1}$.

Если данное условие не выполняется, необходимо увеличить нагрузку на ведущие колеса за счет изменения компоновки автомобиля или путем изменения дорожных условий эксплуатации.

Максимально возможное передаточное число КП на первой передаче при условии сцепления ведущих колес с дорогой

$$i_{\varphi} = \frac{\varphi \cdot m_{pi} \cdot M_i \cdot g \cdot r_k}{M_{e \max} \cdot i_0 \cdot i_d \cdot \eta_{mp}} \quad (2.45)$$

где φ – коэффициент сцепления; принимается по таблице 2.12, рекомендуемые значения $\varphi = 0,6 \dots 1,0$;

m_{pi} – коэффициент изменения нормальных реакций на ведущих колесах автомобиля (при разгоне $m_{p1} = 0,80 \dots 0,85$ – для переднеприводных АТС и $m_{p2} = 1,15 \dots 1,20$ – для заднеприводных);

M_i – масса, приходящаяся на ведущие колеса автомобиля в статическом положении (см. п.п. 2.3.1 и 2.3.2). Если рассчитывается АТС со всеми ведущими колесами, то $m_{p \max} = 1$, а $M_i = G_a$.

Для варианта № 30 формула (2.45) для АТС с задними ведущими колесами принимает следующий вид:

$$i_{\varphi} = \frac{\varphi \cdot m_{p2} \cdot M_2 \cdot g \cdot r_k}{M_{e \max} \cdot i_0 \cdot i_d \cdot \eta_{mp}},$$

$$i_{\varphi} = \frac{0,6 \cdot 1,2 \cdot 10641 \cdot 9,8 \cdot 0,482}{496 \cdot 4,95 \cdot 1 \cdot 0,91} = 16,13.$$

Видно, что возможность движения автомобиля по дороге с принятым коэффициентом сцепления обеспечивается, т.к. $i_{\varphi} \geq i_{k1}$.

Передаточные числа промежуточных передач выбирают исходя из условия обеспечения оптимальных показателей тягово-скоростных и топливно-экономических свойств. Экспериментально установлено, что лучшая динамичность АТС будет в том случае, если передаточные числа КПП изменяются по закону геометрической прогрессии, т.е.

$$\frac{i_{k1}}{i_{k2}} = \frac{i_{k2}}{i_{k3}} = \frac{i_{km}}{i_{km+1}} = \frac{i_{kn-1}}{i_{kn}} = \text{const}, \quad (2.46)$$

где m – порядковый номер передачи;

n – количество передач коробки (не считая ускоряющей передачи и передачи заднего хода).

Передаточное число КП каждой передачи:

$$i_{km} = \sqrt[n-1]{i_{k1}^{n-m}}. \quad (2.47)$$

Максимальное тяговое усилие при движении на 1-й передаче в наиболее тяжелых условиях (минимальная скорость, дорожное покрытие – щебень, угол подъема $\alpha \approx 6^\circ$ (для АТС 4x4 и тяжелых внедорожных условий угол подъема можно принимать 12°)):

$$P_{Tmax} = M_a \cdot g \cdot (f_{kmax} \cdot \cos \alpha + \sin \alpha), \quad (2.48)$$

где f_k – коэффициент сопротивления качению (выбирается по таблице 2.13).

$$P_{Tmax} = 14188 \cdot 9,8 \cdot (0,03 \cdot \cos 6^\circ + \sin 6^\circ) = 18678 \text{ Н}.$$

Сила сцепления ведущих колес с дорогой:

$$P_\phi = M_2 \cdot g \cdot \phi, \quad (2.49)$$

где $P_\phi = 10641 \cdot 9,8 \cdot 0,6 = 62569 \text{ Н}$.

То есть, условие движения автомобиля ($P_{Tmax} \leq P_\phi$) без буксования соблюдается.

Передаточное число трансмиссии

$$i_{mp} = \frac{P_{Tmax} \cdot r_k}{M_{eN} \cdot \eta_{mp}}, \quad (2.50)$$

где M_{eN} – крутящий момент, при котором двигатель развивает максимальную мощность (определяется из графика ВСХ).

$$i_{mp} = \frac{18678 \cdot 0,482}{417 \cdot 0,91} = 23,6.$$

Количество передач в КП

$$k = 1 + \frac{\lg(i_T / i_e)}{\lg(n_{eN} / n_M)}, \quad (2.51)$$

где i_e – передаточное число высшей передачи;

n_M – обороты коленчатого вала при максимальном крутящем моменте.

Обычно принимается следующее количество ступеней переднего хода:

- легковые автомобили среднего класса и малолитражные – 4...6;
- грузовые автомобили грузоподъемностью 3...10 т – 5...6;
- грузовые автомобили грузоподъемности свыше 10 т – 8...24.

Таблица 2.13 – Характеристики дорожного покрытия

Вид покрытия и состояние дороги	Коэффициенты		Вид покрытия и состояние дороги	Коэффициенты	
	f_k	ϕ		f_k	ϕ
Щебень или гравий: необработанный вяжущим материалом, сухой	0,025–0,030	0,5–0,6	Сухой песчаный массив	0,20–0,25	0,40–0,45
загрязненный	0,030–0,040	0,4–0,5	Цемент и асфальтобетон: сухой гладкий	0,012–0,025	0,5–0,6
заснеженный	0,030–0,050	0,3–0,4	сухой шероховатый	0,020–0,025	0,7–0,9
обледенелый	0,030–0,040	0,1–0,2	сырой	0,020–0,025	0,4–0,5
Брусчатка: сухая	0,025–0,035	0,4–0,5	влажный	0,022–0,025	0,3–0,4
мокрая	0,025–0,035	0,3–0,4	загрязненный	0,025–0,028	0,2–0,3
загрязненная	0,035–0,055	0,2–0,3	заснеженный	0,028–0,035	0,2–0,3
заснеженная	0,035–0,055	0,2–0,3	обледенелый	0,020–0,025	0,05–0,1
обледенелая	0,030–0,040	0,05–0,15	Щебень или гравий, обработанный вяжущим материалом, сухой	0,020–0,025	0,6–0,7

Для автомобилей-тягачей используют коробки передач с делителем или демультпликатором от 8 до 32 ступеней, а для автомобилей повышенной проходимости – четырех-, пятиступенчатые коробки передач в сочетании с двух- или трехступенчатыми дополнительными коробками.

Передаточное число высшей передачи:

$$i_g = \frac{0,104 \cdot n_{\text{емак}} \cdot r_k}{V_{\text{мак}}} \quad (2.52)$$

$$i_g = \frac{0,104 \cdot 2600 \cdot 0,482}{26,4} = 4,92,$$

$$k = 1 + \frac{\lg(23,6 / 4,92)}{\lg(2400 / 1400)} = 4,17.$$

Округляя k до большего целого числа, получаем в коробке передач число ступеней, равное 5.

Передаточное число первой передачи:

$$i_{k1} = \frac{i_{mp}}{i_e}. \quad (2.53)$$

Численное значение $i_{k1} = 23,6/4,92 = 4,8$.

По формуле (2.47) передаточное число на 2-й и последующих передачах находят как

$$i_{k2} = \sqrt[5-1]{4,8^{5-2}} = 3,24; \quad i_{k3} = \sqrt[5-1]{4,8^{5-3}} = 2,19; \quad i_{k4} = \sqrt[5-1]{4,8^{5-4}} = 1,48; \quad i_{k5} = 1.$$

Передаточное число передачи заднего хода:

$$i_{zx} = (0,85...0,9) \cdot i_{k1}. \quad (2.54)$$

Численное значение $i_{zx} = 0,87 \cdot 4,8 = 4,18$.

2.7. Силовой баланс автомобиля

На автомобиль в общем случае при движении действуют следующие силы (рисунок 2.6): P_T – сила тяги, движущая автомобиль и возникающая в результате взаимодействия ведущих колес автомобиля с дорогой; P_{k1} и P_{k2} – силы сопротивления качению передних и задних колес, действующих в плоскости дороги; P_n – сила сопротивления подъему, направленная параллельно плоскости дороги; G_a – сила тяжести автомобиля; P_e – сила сопротивления воздуха, приложенная в центре парусности автомобиля; P_u – сила инерции, приложенная в центре тяжести автомобиля и называемая силой сопротивления разгону; R_{z1} и R_{z2} – нормальные реакции дороги на передние и задние колеса.

Сила тяги эластичных колес в установившемся режиме с учетом сопротивления качению колес, а также инерционного момента сопротивлению их ускоренному вращению:

$$P_T = P_e + P_n + \delta_{об} \cdot P_u + P_{k1} + P_{k2} = M_{кол} / r_d, \quad (2.55)$$

где $\delta_{об}$ – коэффициент вращающихся масс автомобиля (маховик и все детали которые к нему присоединяются):

$$\delta_{об} = 1 + (0,04 + 0,05 \cdot i_k^2) \frac{G_a}{G_{a0}}, \quad (2.56)$$

где G_{a0} – вес пустого автомобиля;
 G_a – вес загруженного автомобиля.

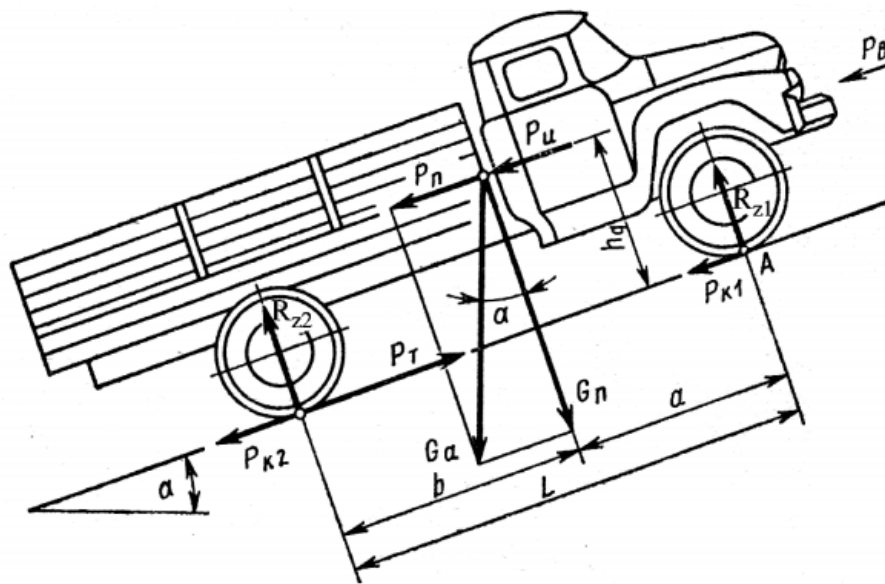


Рисунок 2.6. – Схема сил, действующих на автомобиль в процессе движения

Сила сопротивления качению

$$P_f = P_{k1} + P_{k2}. \quad (2.57)$$

Крутящий момент на ведущих колесах

$$M_{кол} = M_k \cdot i_k \cdot i_{dk} \cdot i_0 \cdot \eta_{mp}, \quad (2.58)$$

где M_k – крутящий момент на коленчатом валу двигателя;
 i_k, i_{dk}, i_0 – передаточные числа, соответственно, коробки передач, дополнительной коробки и главной передачи;
 η_{mp} – коэффициент полезного действия трансмиссии;
 Тогда с учетом (2.56) и (2.57) уравнение силового баланса:

$$P_T = M_k \cdot i_{mpi} \cdot \eta_{mp} / r_d = P_f + P_v \pm P_n \pm \delta_{об} \cdot P_u. \quad (2.59)$$

Силы, расположенные справа в (2.58), являются силами сопротивления движению автомобиля. Их суммирующая сила: $P_c = P_f + P_v \pm P_n \pm \delta_{об} \cdot P_u$.

Тогда

$$P_T = P_c. \quad (2.60)$$

Уравнение (2.60) называют *тяговым балансом автомобиля*.

Если сила тяги автомобиля больше силы сцепления колес с опорной поверхностью, то колеса буксуют. То есть максимальная сила тяги автомобиля не должна превышать *силу сцепления*, равную

$$P_\phi = \phi \cdot R_{звед}, \quad (2.61)$$

где φ – коэффициент трения сцепления;

$R_{z\text{вед}}$ – нормальная реакция опорной поверхности на ведущие колеса автомобиля.

Условием движения автомобиля является неравенство, имеющее вид

$$P_c \leq PT \leq P_\varphi. \quad (2.62)$$

Сила сопротивления при движении автомобиля по наклонной плоскости

$$P_n = \pm G_a \cdot \sin \alpha, \quad (2.63)$$

где α – угол продольного наклона полотна дороги.

Уклон дороги ($\text{tg } \alpha$) – это повышение ее по высоте к длине основания, на котором произошло указанное повышение. Обозначают символом i . Например, $i = 0,02$; $i = 2\%$.

Общее сопротивление движению автомобиля от потерь на качение колес и подъем АТС:

$$P_\psi = P_f \pm P_n = M_a \cdot g (f_k \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) = M_a \cdot g \cdot \psi. \quad (2.64)$$

При малых $\psi = f_k + i$ (f_k – коэффициент сопротивления качению (см. таблицу 2.13)).

Сила сопротивления от действия сил инерции

$$P_u = \frac{G_a}{g} \cdot j. \quad (2.65)$$

В формулу (2.64) подставляется максимальное ускорение при разгоне автомобиля от 0 до 100 км/ч. Для его определения нужно взять время разгона автомобиля до 100 км/ч по прототипу.

Максимальное ускорение определяется следующим образом. Например, автомобиль «ВАЗ-2109» разгоняется до скорости 100 км/ч за 14 с. Если считать движение автомобиля на участке разгона равноускоренным, то его максимальное ускорение

$$j = \frac{v}{t} = \frac{28 \text{ м/с}}{14 \text{ с}} = 2 \text{ м/с}^2.$$

Значение времени разгона до 100 км/ч для современных легковых автомобилей составляет 4...20 с, для грузовых – 15...50 с.

Ориентировочные значения максимальных ускорений при разгоне автомобиля с максимальной интенсивностью составляют: для легковых

автомобилей 1,0...2,5 на первой и 0,8...1,2 – на высших передачах; для грузовых автомобилей соответственно – 1,7...2,0 и 0,25...0,5; для автобусов – 1,8...2,3 и 0,4 ...0,8 м/с².

Сила сопротивления воздуха при движении АТС обусловлена:

- встречным давлением воздуха на фронтальную поверхность АТС;
- разрежением, которое создается позади автомобиля;
- трением частиц воздуха по поверхности автомобиля.

Величина силы сопротивления воздуха

$$P_{\text{в}} = C_x \cdot F \cdot q, \quad (2.66)$$

где $q = \rho(V^2/2)$ – скоростной напор, равный кинетической энергии 1 м³ воздуха, движущегося со скоростью, численно равной скорости автомобиля относительно воздушной среды;

ρ – плотность воздуха, кг/м³;

F – лобовая площадь, или площадь Миделя; для автомобилей принимается равной площади проекции автомобиля на плоскость, перпендикулярной его продольной оси, м²;

C_x – безразмерный коэффициент лобового сопротивления воздуха (см. таблицу 2.6).

Проекцию силы $P_{\text{в}}$ на ось X называют силой сопротивления воздуха, или силой лобового сопротивления P_w , т.е.

$$P_w = C_x \cdot F \cdot \rho \frac{V^2}{2}. \quad (2.67)$$

Параметры в формуле (2.66) определяются в разделе 2.5.1.

2.7.1. Диаграмма силового баланса и тяговая характеристика автомобиля

Тяговая характеристика автомобиля строится на базе *диаграммы силового баланса* методом А.Н. Островцева и представляет собой графики зависимости силы тяги $P_T = f(V)$ и остаточной силы P_a :

$$P_a = P_T - P_w. \quad (2.68)$$

В характеристике также представлены зависимости $P_{\psi} = f(\psi)$ – силы сопротивления дороги от коэффициента дорожного сопротивления при различных нагрузках автомобиля по условиям сцепления ведущих колес

с дорогой, и $P_{сц} = P_{\varphi} = f(\varphi)$ – силы сцепления от коэффициента сцепления при различной загрузке автомобиля.

График силового баланса автомобиля строится для всех передач следующим образом.

По формуле (2.69) определяем скорость движения АТС, м/с ($\omega_e = \pi \cdot n_e/30$):

$$V_i = \frac{w \cdot r_k}{i_{ki} \cdot i_{dk} \cdot i_0} . \quad (2.69)$$

Для принятых частот вращения коленчатого вала двигателя (см. таблицу 2.10) параметров внешней скоростной характеристики и рассчитанных в п.п. 2.6.2 передаточных чисел коробки передач определяем значения скоростей автомобиля, которые заносим в таблицу 2.14.

Силу сопротивления воздушной среды P_w (Н) определяем по формулам (2.67), (2.31), (2.32) и результаты расчета сводим в таблицу 2.15.

Определяем силу тяги P_T на ведущих колесах по формуле (2.59). Для определения зависимости силы тяги на ведущих колесах от скорости движения автомобиля (количества оборотов коленчатого вала двигателя) и определенной передачи коробки передач берем значение $M_k = M_e$ из графика ВСХ и результаты расчета сводим в таблицу 2.16.

Таблица 2.14. – Результаты расчета скоростей АТС (вариант № 30)

Скорость автомобиля V_i , м/с, при n_e , мин ⁻¹	Передаточное число КП				
	$i_{k1}= 4,8$	$i_{k2}= 3,24$	$i_{k3}= 2,19$	$i_{k4}= 1,48$	$i_{k5}= 1$
600	1,27	1,92	2,87	5,59	5,83
1000	2,12	3,19	4,75	9,30	9,72
1400	2,97	4,45	6,70	13,02	13,61
1800	3,82	5,74	8,63	16,74	17,50
2200	4,67	7,66	11,51	22,32	23,33
2600	5,54	8,30	12,46	24,18	25,27

Таблица 2.15. – Результаты расчета сил сопротивления воздуха (вариант № 30)

Сила сопротивления воздуха P_w , Н, при n_e , мин ⁻¹	Передаточное число КП				
	$i_{k1}= 4,8$	$i_{k2}= 3,24$	$i_{k3}= 2,19$	$i_{k4}= 1,48$	$i_{k5}= 1$
600	2	4	8	19	42
1000	4	10	23	51	136
1400	8	20	46	101	227
1800	13	33	75	167	375
2200	20	50	113	249	560
2600	28	70	157	347	709

Таблица 2.16. – Результаты расчета силы тяги автомобиля (вариант № 30)

Сила тяги P_T , Н, при M_e	Передачное число КП				
	$i_{к1}= 4,8$	$i_{к2}= 3,24$	$i_{к3}= 2,19$	$i_{к4}= 1,48$	$i_{к5}= 1$
455	20 410	13 777	9 312	6 293	4 252
487	21 846	14 746	9 967	6 736	4 551
496	22 251	15 019	10 151	6 860	4 636
482	21 623	14 595	9 865	6 667	4 505
445	19 962	13 475	9 108	6 155	4 199
384	17 226	11 628	7 859	5 311	3 689

По формуле (2.64) находим суммарную силу дорожного сопротивления P_ψ при условии, что автомобиль движется по горизонтальной плоскости ($\alpha = 0$):

$$P_\psi = M_a \cdot g \cdot \psi_{\max} = 14\,188 \cdot 9,8 \cdot 0,45 = 62\,569 \text{ Н.}$$

Максимально допустимая без буксования сила сцепления (формула (2.49))

$$P_\varphi = 10\,641 \cdot 9,8 \cdot 0,6 = 62\,569 \text{ Н.}$$

Необходимое условие для движения автомобиля без буксования должно выполняться при условии, что

$$P_\psi \leq P_\varphi. \quad (2.70)$$

Сравнивая полученные результаты, устанавливаем, что условие движения автомобиля без буксования выполняется.

Рассчитываем поточные значения силы сопротивления дороги с учетом скорости движения автомобиля и сводим их в таблицу 2.17:

$$P_\psi = G_a \cdot \left[f_0 \cdot \left(1 + \frac{V_i^2}{2000} \right) \right]. \quad (2.71)$$

Таблица 2.17. – Результаты расчета сил сопротивления дороги при движении автомобиля

Частота вращения к.в., n_e , мин ⁻¹	Суммарная сила дорожного сопротивления P_ψ , Н				
	Передачное число КП				
	$i_{к1}= 4,8$	$i_{к2}= 3,24$	$i_{к3}= 2,19$	$i_{к4}= 1,48$	$i_{к5}= 1$
600	2839	2840	2850	2880	2890
1000	2840	2850	2870	2960	2970
1400	2850	2860	2900	3080	3100
1800	2860	2880	2940	3240	3270
2200	2870	2920	3030	3540	3610
2600	2880	2940	3050	3670	3740

Ориентировочные значения среднеэкспериментального коэффициента трения качения f_0 определяются по таблице 2.4.

Добавляя к значениям сил сопротивления воздуха (см. таблицу 2.14) значение силы сопротивления дороги (см. таблицу 2.15), получаем сумму сил сопротивления дороги и воздуха. Результаты расчета – см. таблицу 2.18.

Таблица 2.18. – Результаты расчета суммы сил сопротивления дороги и воздуха

Частота вращения коленчатого вала, n_e , мин ⁻¹	$P_{\psi}+P_w$, Н				
	Передачное число КП				
	$i_{K1}= 4,8$	$i_{K2}= 3,24$	$i_{K3}= 2,19$	$i_{K4}= 1,48$	$i_{K5}= 1$
600	2841	2844	2858	2899	2932
1000	2844	2860	2893	3011	3106
1400	2858	2880	2946	3181	3327
1800	2873	2913	3015	3407	3645
2200	2890	2970	3143	3789	4170
2600	2908	3010	3207	4017	4449

Диаграмма силового баланса (средняя часть графика строится для всех передач) и тяговая характеристика (по результатам таблиц 2.14–2.18, сведенным в таблицу 2.19) представлены на рисунке 2.7.

Из рисунка 2.7 видно, что график силы тяги на пятой передаче (кривая V) пересекается с суммарной кривой сил сопротивления качению и сопротивления воздуха (кривая $P_{\psi}+P_w$) при скорости 95 км/ч, которая и является максимальной для данного автомобиля.

Левую часть графика строят, используя зависимость

$$P_{\psi} = \psi (M_0 + M_x) \cdot g, \quad (2.72)$$

правую – используя зависимость

$$P_{сц} = \varphi \cdot M_{сц} \cdot g, \quad (2.73)$$

где M_0 – собственная масса автомобиля, кг;

M_x – действительная масса загрузки автомобиля, кг;

$M_{сц}$ – сцепная масса автомобиля, т.е. масса, приходящаяся на ведущие колеса при соответствующей загрузке автомобиля, кг;

φ – коэффициент сцепления.

Сцепную массу автомобиля $M_{сц}$ определяют при нулевой и полной загрузках. Для других состояний загрузки примерно принимают, что сцепная масса пропорциональна общей массе автомобиля:

$$M_{сц} = M_{20} + k_g \cdot M_x, \quad (2.74)$$

где M_{20} – собственная масса автомобиля, которая приходится на ведущие колеса;

k_g – коэффициент загрузки; $k_g = 0; 0,25; 0,5; 0,75; 1,0$.

Таблица 2.19. – Показатели тяговой характеристики автомобиля

Передача	Показатель	Значения показателей при соответствующих n_e и M_e					
	$n_e, \text{мин}^{-1}$	600	1000	1400	1800	2200	2600
Первая	$M_e, \text{Н}\cdot\text{м}$	455	487	496	482	445	384
	$V, \text{м/с}$	1,27	2,12	2,97	3,82	4,67	5,52
Первая	$P_T, \text{Н}$	20 410	21 846	22 251	21 623	19 962	17 226
	$P_w, \text{Н}$	2	4	8	13	20	28
	$P_a, \text{Н}$	20 408	21 842	22 243	21 610	19942	17 198
Вторая	$V, \text{м/с}$	1,92	3,19	4,46	5,74	7,02	8,3
	$P_T, \text{Н}$	13 777	14 746	15 019	14 595	13475	11 628
	$P_w, \text{Н}$	4	10	20	33	50	70
Вторая	$P_a, \text{Н}$	13 774	14 736	14 999	14 562	13426	11 559
	$V, \text{м/с}$	2,87	4,75	6,7	8,63	10,55	12,46
	$P_T, \text{Н}$	9 312	9 967	10 151	9 865	9108	7 859
Третья	$P_w, \text{Н}$	8	23	46	75	113	157
	$P_a, \text{Н}$	9 304	9 944	10 106	9 790	8996	7 702
	$V, \text{м/с}$	5,585	9,3	13,02	16,741	20,46	24,18
Четвертая	$P_T, \text{Н}$	6 293	6 736	6 860	6 667	6155	5 311
	$P_w, \text{Н}$	19	51	101	167	249	347
	$P_a, \text{Н}$	6 274	6 685	6 760	6 501	5907	4 964
Пятая	$V, \text{м/с}$	5,83	9,72	13,61	17,50	21,39	25,27
	$P_T, \text{Н}$	4 252	4 551	4 636	4 505	4199	3 689
	$P_w, \text{Н}$	42	136	227	374	560	709
	$P_a, \text{Н}$	4 211	4 415	4 410	4 131	3600	2 881

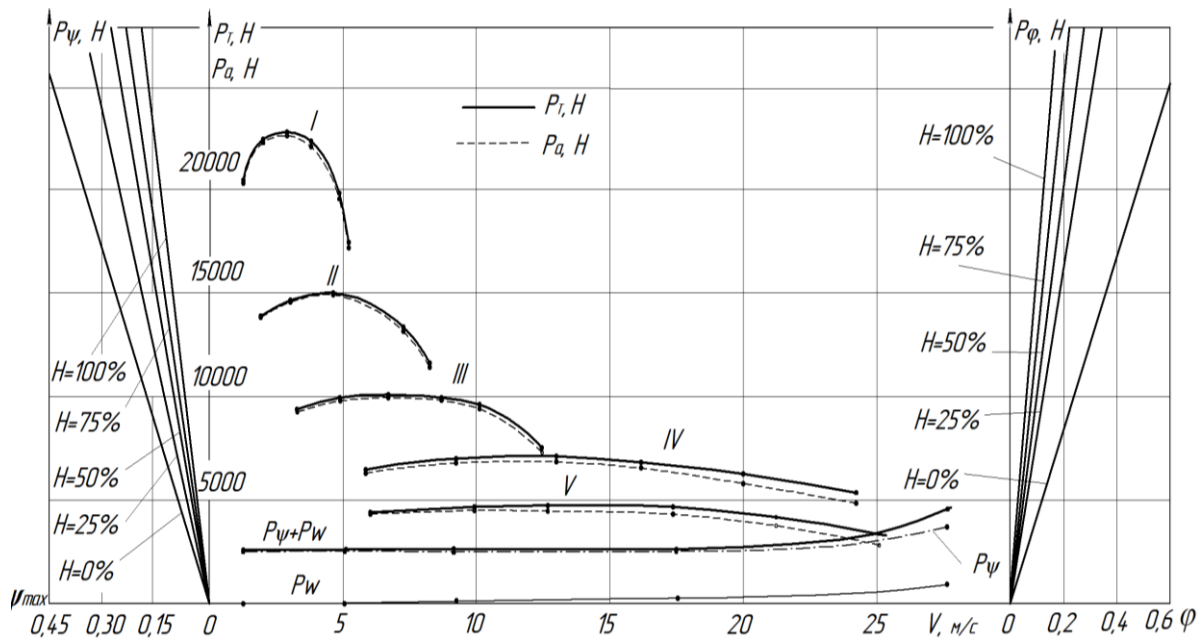


Рисунок 2.7. – Диаграмма силового баланса грузового АТС (вариант № 30)

2.7.2. Динамический фактор и динамический паспорт автомобиля

Тягово-скоростные свойства автомобиля оценивают с помощью его динамической характеристики, включающей *динамический фактор и динамический паспорт автомобиля*.

Динамический фактор равен отношению остаточной силы тяги к силе тяжести от полной массы автомобиля:

$$D = \frac{P_T - P_w}{G_a} = \frac{P_a}{G_a}, \quad (2.75)$$

где $P_a = P_T - P_w$ – остаточная сила тяги, которая используется на преодоление сил сопротивления дороги и разгона автомобиля.

Из уравнения тягового баланса автомобиля, принимая условие прямолинейного движения, получим выражение для динамического фактора

$$D = \varphi \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha \pm (\delta/g),$$

или $D = \psi \pm (\delta/g),$ (2.76)

где δ – коэффициент, учитывающий инерцию вращающихся масс трансмиссии и ведущих колес автомобиля.

Динамическая характеристика позволяет сравнивать тягово-скоростные свойства автомобилей с разной массой и представляет график зависимости динамического фактора D при полной загрузке автомобиля от скорости движения на различных передачах КПП (рисунок 2.8).

Для построения динамической характеристики заполняют таблицу 2.20.

Динамическую характеристику с номограммой нагрузок и графиком контроля буксования называют *динамическим паспортом* автомобиля.

Для загруженного и незагруженного автомобиля, вес которого G_x , динамический фактор, соответственно:

$$D_x = \frac{G_a}{G_x} \cdot D,$$
$$D_0 = \frac{G_a}{G_0} \cdot D. \quad (2.77)$$

При каждом изменении нагрузки величина динамического фактора изменяется. При этом динамическую характеристику дополняют номограммой нагрузок.

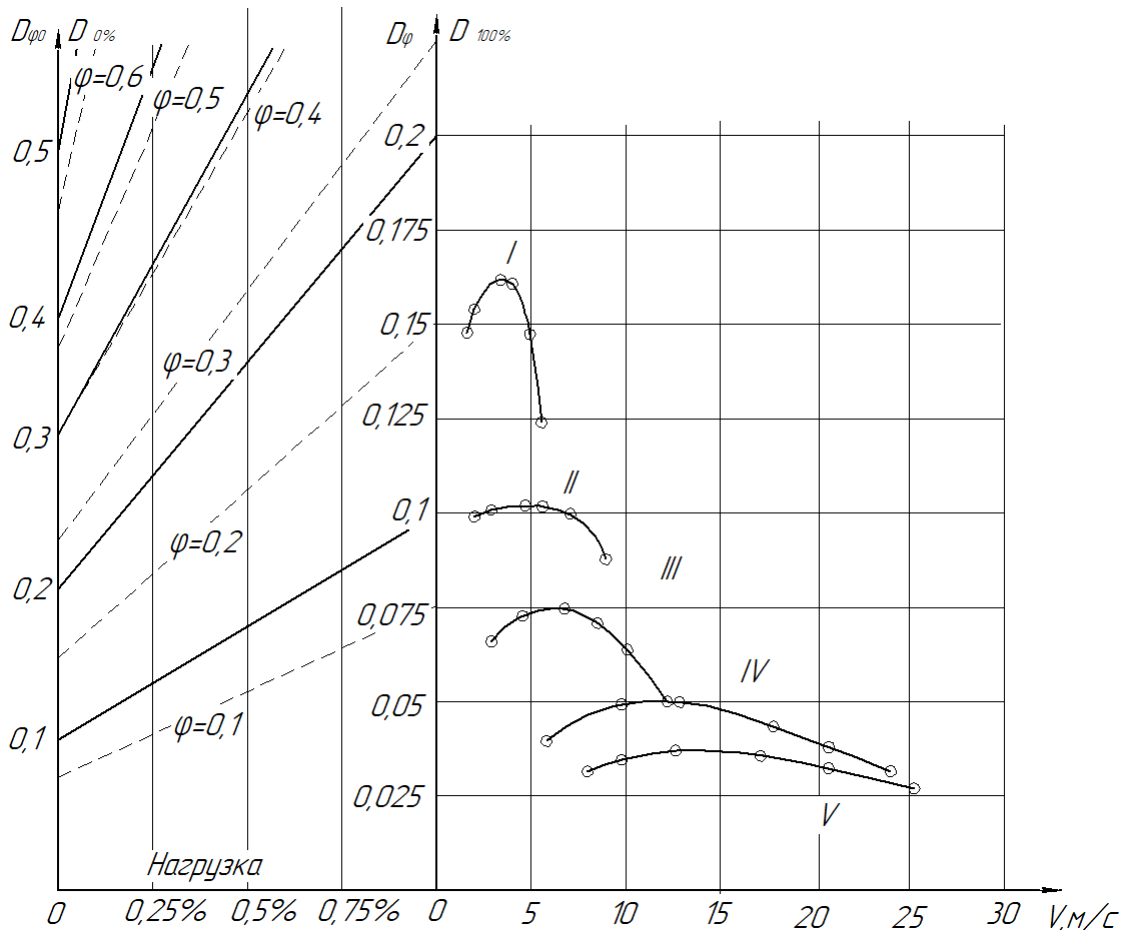


Рисунок 2.8. – Динамическая характеристика (правая часть графика) с номограммами нагрузок и буксования (левая часть графика)

Таблица 2.20. – Показатели для построения динамической характеристики

Первая передача	$V, \text{м/с}$	1,27	2,12	2,97	3,82	4,67	5,52
	$P_a, \text{Н}$	20 408	21 842	22 243	21 610	19 942	17 198
	D	0,144	0,154	0,157	0,152	0,141	0,121
Вторая передача	$V, \text{м/с}$	1,92	3,19	4,46	5,74	7,02	8,3
	$P_a, \text{Н}$	13 774	14 736	14 999	14 562	13 426	11 559
	D	0,097	0,104	0,106	0,103	0,095	0,082
Третья передача	$V, \text{м/с}$	2,87	4,75	6,7	8,63	10,55	12,46
	$P_a, \text{Н}$	9 304	9 944	10 106	9 790	8 996	7 702
	D	0,066	0,070	0,071	0,069	0,063	0,054
Четвертая передача	$V, \text{м/с}$	5,585	9,3	13,02	16,741	20,46	24,18
	$P_T, \text{Н}$	6 293	6 736	6 860	6 667	6 155	5 311
	D	0,044	0,048	0,049	0,047	0,043	0,037
Пятая передача	$V, \text{м/с}$	5,83	9,72	13,61	17,50	21,39	25,27
	$P_T, \text{Н}$	4 252	4 551	4 636	4 505	4 199	3 689
	D	0,029	0,032	0,037	0,032	0,029	0,026

Для этого ось абсцисс динамической характеристики продолжают влево и наносят на ней шкалу нагрузок, в %. Из нулевой точки шкалы нагрузок строят ось ординат и наносят на ней шкалу динамического фактора D_0 для незагруженного автомобиля. Величину масштаба a_0 , в мм, для шкалы D_0 находят из соотношения

$$a_0 = \frac{a \cdot D_0}{D} = a \cdot \frac{G_0}{G_a}, \quad (2.78)$$

где a – масштаб шкалы динамического фактора D для полностью загруженного автомобиля, мм.

Равнозначные деления шкал D и D_0 соединяют между собой прямыми линиями и получают *номограмму нагрузок*.

Чтобы оценить возможность работы автомобиля без буксования ведущих колес при различной загрузке автомобиля, необходимо сопоставить величины динамических факторов по условиям тяги D и сцепления D_ϕ . Такое сопоставление выполняют с помощью *графика контроля буксования*, характеризующего величины динамического фактора D_ϕ по сцеплению при различных значениях нагрузки и коэффициента сцепления ϕ .

Значения динамических факторов по сцеплению загруженного D_ϕ и незагруженного $D_{0\phi}$ автомобилей при различных значениях коэффициента сцепления определяют по формулам

$$D_\phi = \frac{G_2}{G_a} \cdot \phi, \quad D_{0\phi} = \frac{G_{02}}{G_0} \cdot \phi \quad (2.79)$$

и откладывают соответственно по осям D и D_0 , соответственно, в том же масштабе. Значение D_ϕ и $D_{0\phi}$, вычисленные для одинаковых коэффициентов сцепления ϕ соединяют между собой прямыми пунктирными линиями. Над каждой пунктирной линией указывают значение коэффициента сцепления.

ЛИТЕРАТУРА

1. Вахламов, В.К. Автомобили: Конструкция и элементы расчета : учеб. для студентов ВУЗов / В.К. Вахламов. – М. : Академия, 2006. – 480 с.
2. Гришкевич, А.И. Автомобили: Теория : учеб. для ВУЗов / А.И. Гришкевич. – Минск : Выш. шк., 1986. – 208 с.
3. Железнов, Е.И. Автомобили. Анализ конструкций и основы расчета : учеб. пособие / Е.И. Железнов. – Волгоград : ВолгГТУ, 2018. – 96 с.
4. Иларионов, В.А. Теория и конструкция автомобиля : учеб. / В.А. Иларионов, М.М. Морин, Н.М. Сергеев. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1985. – 368 с.
5. Литвинов, А.С. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств : учеб. для ВУЗов / А.С. Литвинов, Я.Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1989. – 240 с.
6. Лукин, П.П. Конструирование и расчет автомобиля : учеб. для студентов ВУЗов / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц. – М. : Машиностроение, 1984. – 376 с.
7. Осепчугов, В.В. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета : учеб. для студентов ВУЗов / В.В. Осепчугов, А.К. Фрумкин. – М. : Машиностроение, 1989. – 304 с.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«ПОЛОЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ ЕВФРОСИНИИ ПОЛОЦКОЙ»

Кафедра «Автомобильный транспорт»

КУРСОВАЯ РАБОТА

по дисциплине: _____

на тему: _____

№ варианта _____

Выполнил
студент гр. _____

Петров В. В.

Руководитель

доц. Веремей Г. А.

2022

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Механико-технологический факультет
Кафедра автомобильного транспорта
«УТВЕРЖДАЮ»
Заведующая кафедрой
_____ Т. В. Вигерина
« » _____ 2022 г.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ № _____

к курсовой работе по дисциплине «Конструкция и расчет автомобиля»
на тему:

«Расчет параметров эксплуатационных свойств автомобиля

_____»
(марка, модель АТС)

студенту _____
(Ф. И. О. студента, шифр группы)

Исходные данные к курсовой работе:

- 1) марка и модель прототипа _____
- 2) тип АТС/двигатель _____
- 3) грузоподъемность, кг (пассажировместимость, чел.) _____
- 4) максимальная скорость автомобиля V , км/ч _____
- 5) КПД трансмиссии $\eta_{тр}$ _____
- 6) характеристика дорожного покрытия _____
- 7) коэффициенты сопротивления дороги ψ_{max}/ψ _____
- 8) удельный расход топлива g_N , г/кВт·ч _____
- 9) радиус колеса r_k , м _____

Дата выдачи задания _____

Дата выполнения (фактическая) _____

Срок сдачи студентом законченной работы (по плану) _____

Студент _____ (Ф. И. О.) _____ (подпись)

Руководитель _____ (Ф. И. О.) _____ (подпись)

ПРИЛОЖЕНИЕ В

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

№ варианта	Тип АТС/ двигатель	Грузоподъемность, кг (пассажиро- вместимость, чел)	Максимальная скорость V , км/ч	кпд трансмиссии $\eta_{тр}$
1	с. т/д	19 000	90	0,83
2	л/б	700	170	0,94
3	г/д	9 500	90	0,86
4	л/б	750	180	0,92
5	а/д	35	105	0,83
6	г/б	3 400	90	0,91
7	г/д	9 000	90	0,87
8	л/б	800	195	0,92
9	с. т/д	17 000	90	0,84
10	а/д	40	120	0,83
11	с. т/д	15 000	90	0,83
12	л/д	1 100	185	0,85
13	л/б	700	200	0,93
14	л/б	525	185	0,93
15	а/д	45	130	0,83
16	л/д	900	190	0,84
17	с. т/д	21 000	90	0,82
18	л/д	1 000	180	0,85
19	л/б	900	210	0,94
20	г/д	11 000	90	0,86
21	л/д	1 000	180	0,84
22	с. т/д	17 000	90	0,81
23	а/д	30	100	0,83
24	л/б	800	200	0,93
25	г/д	9 500	90	0,87
26	л/б	1 100	220	0,91
27	с. т/д	20 000	90	0,82
28	л/д	1 500	180	0,85
29	л/б	750	210	0,94
30	г/д	8 500	95	0,86

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ (окончание)

№ варианта	Характеристика дорожного покрытия	Коэффициент сопротивления дороги		Удельный расход топлива g_n , г/кВт·ч	Радиус колеса r_{cm} , М
		ψ_{max}	ψ_v		
1	асфальт	0,37	0,05	210	0,48
2	асфальт	0,3	0,025	250	0,30
3	цемент	0,5	0,054	215	0,46
4	асфальт	0,24	0,02	260	0,36
5	асфальт	0,37	0,026	210	0,44
6	гравий	0,45	0,039	285	0,45
7	щебень	0,42	0,045	210	0,47
8	цемент	0,31	0,029	250	0,31
9	бетон	0,35	0,05	210	0,47
10	асфальт	0,35	0,047	220	0,50
11	асфальт	0,42	0,045	220	0,45
12	бетон	0,29	0,026	205	0,32
13	асфальт	0,32	0,027	265	0,33
14	гравий	0,27	0,03	255	0,34
15	асфальт	0,36	0,044	215	0,52
16	гравий	0,37	0,039	195	0,45
17	асфальт	0,36	0,047	220	0,49
18	цемент	0,25	0,025	205	0,33
19	асфальт	0,23	0,029	250	0,35
20	гравий	0,41	0,041	230	0,46
21	щебень	0,39	0,055	190	0,37
22	асфальт	0,35	0,047	220	0,45
23	асфальт	0,36	0,044	210	0,42
24	асфальт	0,31	0,029	250	0,35
25	щебень	0,43	0,051	220	0,47
26	асфальт	0,25	0,027	230	0,36
27	асфальт	0,35	0,037	220	0,46
28	цемент	0,26	0,025	205	0,33
29	асфальт	0,30	0,029	240	0,39
30	щебень	0,45	0,02	285	0,48

Условные обозначения:

тип автомобиля и двигателя: с – седельный тягач; л – легковой; г – грузовой;
а – автобус; д – дизельный; б – бензиновый.